

# 자기 보상형 유정압 저어널 베어링의 기본 특성

박천홍#, 이영준\*, 홍성욱\*\*, 이후삼\*\*\*

## Basic Characteristics of a Self-Compensated Hydrostatic Journal Bearing

Chun Hong Park#, Young Joon Lee\*, Seong Wook Hong\*\* and Husang Lee\*\*\*

### ABSTRACT

A self-compensated water-hydrostatic bearing is well known to have advantages in stiffness. In this paper, its concept is extended to a hydrostatic journal bearing for achieving higher stiffness. The finite element method is applied to analyze the load characteristics of the self-compensated hydrostatic journal bearing. The analysis results reveal that the self-compensated journal bearing has higher load capacity and higher stiffness than conventional, fixed capillary journal bearings, and that this benefit degrades in the case of high eccentricity. Thus, a spindle system with self-compensated journal bearings must be designed to ensure a sufficiently large load capacity. A rectangular type capillary is also introduced with consideration of the practical application of the self-compensated hydrostatic journal bearing. Theoretical analysis results show that the rectangular type capillary is more beneficial than conventional annular type capillaries in practical use. The experimental verification on the analysis method is made to show that the experimental results are in good agreement with theoretical results.

**Key Words** : Self compensating type(자기보상형), Hydrostatic journal bearing(유정압저어널베어링), Load characteristics(부하특성), FEM analysis(유한요소해석), Rectangular type capillary(직사각형 모세관)

### 1. 서론

유정압베어링은 유막에 의한 평균화효과, 스퀴즈효과 등에 의해 고정밀도를 유지하면서도 높은 감쇠특성을 얻을 수 있어 고정밀연삭기나 초정밀가공기 등의 주축, 안내면에 많이 활용되고 있다. 그러나, 강성을 고려하는 경우, 상대적으로 볼베어링이나 동압베어링 등과 대등한 강성을 얻기 어려우며, 이에 따라, 고능력가공 공정에 있어, 특히 주

축용 저어널베어링을 중심으로 유정압베어링에 대한 고강성화 수요가 높아지고 있다.

유정압베어링의 고강성화 방안으로는 모세관이나 오리피스 등의 일반적인 보상요소(이하, 고정정보상요소)를 사용하면서 베어링간극을 감소시키는 방법 및 강성을 지배하는 보상요소의 저항을 가변화하는 방법(이하, 가변보상요소) 등의 두 가지가 들 수 있다.

고정보상요소를 사용하고 베어링간극을 감소

접수일: 2004년 11월 12일; 게재승인일: 2005년 3월 11일

# 교신저자, 한국기계연구원 공작기계그룹  
Email pch657@kimm.re.kr Tel. (042) 868-7117

\* 남오공대 대학원 기계공학과

\*\* 남오공대 기계공학과

\*\*\* 한국기계연구원 공작기계그룹

시키는 경우, 강성은 간극에 반비례하므로 상당한 강성의 증가를 기대할 수 있으나 마찰력의 증가에 따른 발열량의 증가 및 가공공정에서의 정밀도 한계가 단점이 되고 있다.

한편, 가변보상요소의 경우, 상대적으로, 간극의 감소없이도 강성을 큰 폭으로 증가시킬 수 있는 장점이 있다. 이에 따라, 다이어프램<sup>1,2</sup>이나 스프링<sup>3</sup> 등 저항을 자동보상하는 메커니즘을 베어링 외부에 설치하여 고강성화 하는 방법 및 베어링 포켓 내에 별도의 가변 저항을 주어 고강성화하는 방법<sup>4</sup> 등이 꾸준히 연구되어 왔으며 부분적으로 실용화되고 있다. 그러나, 외부설치 가변보상요소의 경우, 각 포켓에 공급되는 배관을 처음부터 분리해야 하므로 상대적으로 많은 설치 공간이 필요하고 가변보상요소 초기 평형점의 하드웨어적 설정이나 장기간 사용에 따른 소성변화 등의 문제점이 있어 응용이 일반화되고 있지 않다.

내부설치 가변보상요소의 경우에는 베어링 내부에 직접 가공하므로 장기간 사용에 따른 문제점은 해소되나, 대부분 특수한 형상가공을 전제로 하고 있어 형상이나 가공공차등이 엄격해지므로 제작성이 나쁘다는 단점이 있다.

Slocum<sup>5</sup> 등은 이러한 단점을 보완하기 위해, 내부설치형 가변보상요소이지만, 베어링 포켓이 아닌 별도의 측면 공간에 설치하게 되어 있어 상대적으로 제작이 용이한 장점을 갖는 자기보상형 베어링을 제안하였으며, 수정압 안내면에 적용하여 높은 정, 동적 강성과 운동정밀도를 얻을 수 있음을 실험적으로 검증하였다.

본 논문에서는 이 자기보상형 베어링 메커니즘을 적용하여 수정압 저어널베어링(이하, 저어널베어링)의 고강성화를 달성하고자 하였다. 그를 위해 먼저, 유한요소법을 이용한 자기보상형 저어널베어링의 부하특성 해석방법을 제시하였으며 부하특성의 해석결과를 기존 고정보상요소와 비교, 검토하였다. 한편, 자기보상형 모세관 구조로서 Slocum 등이 제안한 원판형 모세관의 실용적 측면의 단점을 보완하기 위해 직사각형 모세관 구조를 제안하고 원판형 모세관과의 상대적인 특성을 비교하였다. 또한, 자기보상형 저어널베어링을 제작하고, 부하특성실험을 통해 제안한 해석법에 의한 이론해석 결과의 타당성을 검증하였다.

## 2. 자기보상형 베어링의 원리 및 특성

### 2.1 자기보상형 베어링의 원리<sup>5</sup>

fig. 1에 자기보상형 베어링의 원리를 나타내었다. 각 베어링 패드의 측면에 원판형태의 모세관을 가공하여 설치하고 각 모세관을 서로 대향하는 패드에 연결시키면, 각 패드의 간극변화가 반대편 패드에의 유입 유량을 조정하게 된다. 즉, 간극이 감소하여 압력이 증가하는 패드 쪽의 유량을 증가시키고, 반대편의 압력이 감소하는 패드 쪽의 유량은 감소시켜 강성을 증대시키는 역할을 하게 된다. fig. 1(b)는 이를 위해 설치되는 모세관의 구조를 나타낸 것이다. 외주상의 그루브로 공급된 오일의 일부는 원판형 모세관을 거쳐 중앙부의 피드홀로 유입되어 반대쪽 패드로 공급되며 나머지 오일은 외측 랜드부를 통해 대기 상태로 유출된다. 이 때 원판형 모세관의 모세관계수는 식 (1)과 같이 되고, 따라서 유량은 간극의 3 제곱에 비례하므로 베어링패드의 간극이 커지면 상대편 패드로의 유입유량이 증가하여 강성을 증가시키게 된다.

$$k_c = \frac{\pi h_c^3}{6 \ln(d_o/d_i)} = f_c h_c^3 \quad (1)$$

단, 여기서  $h_c$ 는 모세관의 간극,  $d_o/d_i$ 는 모세관 직경비로 fig. 1에서의 모세관 외경과 내경의 비를 나타내며,  $f_c$ 는 모세관의 형상에 의해 정해지는 형상계수이다.

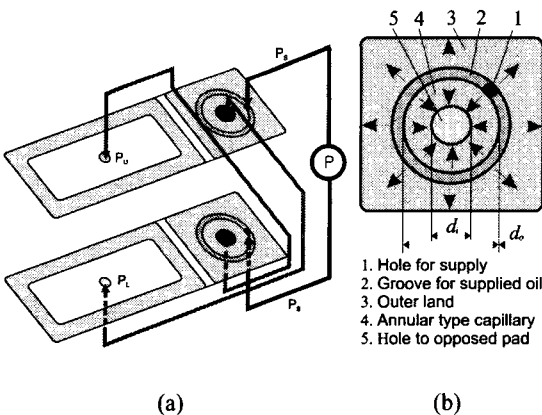


Fig. 1 Principle of self compensated hydrostatic bearing

### 2.2 자기보상형 베어링의 특성

fig. 1 과 같이 서로 대향하는 두 개의 패드로 구성된 자기보상형 베어링에 윗방향으로부터 하중이 작용한다고 가정하면, 베어링의 부하용량  $W$  는 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$W = (\bar{P}_1 - \bar{P}_2) A_{eff} P_s \quad (2)$$

여기서 아래첨자 1, 2 는 각각 위, 아래 패드의 변수임을 나타내고 있으며,  $A_{eff}$  는 패드의 유효면적,  $P_s$  는 공급압력을 나타낸다. 또한,  $\bar{P}$  는 포켓압력비(= $P_i/P_s$ , 포켓압력/공급압력)로 식(3)과 같이 나타낼 수 있으며, 여기서  $h_i$  는  $i$  번째 패드의 베어링 간극을 나타낸다. 또한,  $\bar{B}$  는 베어링 랜드부에서의 윤활유 흐름에 대한 저항 정도를 나타내는 무차원 유량계수로 패드형상에만 의존하게 되며, 수치해석에 있어 식(4)를 이용하여 구할 수 있다.

$$\bar{P}_i = 1 / (1 + \bar{B} h_i^3 / f_c h_{ci}^3) \quad (3)$$

$$\bar{B} = \eta Q / h_i^3 P_r \quad (4)$$

자기보상형 베어링의 경우,  $h_{c1}=h_2, h_{c2}=h_1$  이고, 베어링의 강성  $K_s$  는 베어링간극의 변화에 대한 부하용량의 변화를 나타내므로 식(2)를 간극에 대해 미분하고 식(3)의 관계를 이용하면 베어링 강성은 식 (5)와 같이 나타낼 수 있으며, 여기서,  $h_0$  는 초기 설계간극,  $\varepsilon$ 는 편심율을 의미한다.

$$K_s = \frac{6 A_{eff} P_s}{(1 - \varepsilon^2) h_0} \{ \bar{P}_1 (1 - \bar{P}_1) + \bar{P}_2 (1 - \bar{P}_2) \} \quad (5)$$

$$h_0 = (h_1 + h_2) / 2$$

$$\varepsilon = \Delta h / h_0 = 1 - h_1 / h_0 = h_2 / h_0 - 1$$

한편, 일반적인 고정보상요소(원통형 모세관)를 갖는 베어링의 경우, 모세관계수를  $k_c$  라고하면 포켓압력비는 식 (6)과 같이 나타낼 수 있으므로 베어링 강성  $K_f$ 는 식 (7)과 같이 된다.

$$\bar{P}_i = 1 / (1 + \bar{B} h_i^3 / k_c) \quad (6)$$

$$K_f = \frac{3 A_{eff} P_s}{(1 - \varepsilon^2) h_0} \{ \bar{P}_1 (1 - \bar{P}_1) (1 + \varepsilon) + \bar{P}_2 (1 - \bar{P}_2) (1 - \varepsilon) \} \quad (7)$$

식 (7)과 식 (5)를 비교하면  $0 < \varepsilon < 1$  이므로, 자기보상형 베어링의 강성이 고정보상요소 베어링에 비해 윗패드에서  $2/(1+\varepsilon)$ 만큼, 아래 패드에서  $2/(1-\varepsilon)$ 만큼 커지는 효과를 갖게 되며, 따라서,  $\varepsilon=0$ 의 경우 최대 2 배의 강성을 갖게 됨을 알 수 있다.

### 3. FEM 을 이용한 저어널베어링의 성능해석

일반적으로 저어널베어링은 4 개의 포켓을 갖는 구조로 설계되며, 따라서, 자기보상형 저어널베어링의 경우, fig. 2 와 같이, 서로 마주보는 패드에 설치되어 있는 가변보상요소를 포켓에 연결하여, 2 쌍의 대향 패드가 연동되어 작용하는 구조가 된다. 한편, 이 때의 베어링간극은 원주방향 위치에 따라 변화하게 되므로, 앞 절에서의 해석적인 방법만으로는 정밀도 높은 해석이 어렵다. 따라서 본 논문에서는 유한요소법을 적용하여 부하특성을 해석하였다.

#### 3.1 지배방정식의 유한요소화 <sup>6,7</sup>

비압축성 유체에 대한 레이놀즈방정식을 삼각요소를 이용하여 유한요소화하면, 전 요소에 대한 압력분포  $\{P\}$ 는 식(8)과 같이 나타낼 수 있다. 단,  $x$  는 fig. 2 에서와 같이 저어널베어링을 잘라 펼쳤을 때의 원주방향 절점좌표,  $y$  는 베어링 길이방향의 절점좌표를 나타낸다. 또한,  $\Delta$ 는 삼각형요소의 면적,  $h_n$  은 요소내 평균간극,  $C_n$  은 외부 경계구간,  $s$  는 경계선,  $q_n$  은 단위유출유량을 나타내며,  $i, j, k$  는 요소내 절점번호,  $N_i, N_j, N_k$  는 선형보간계수,  $\eta$ 는 윤

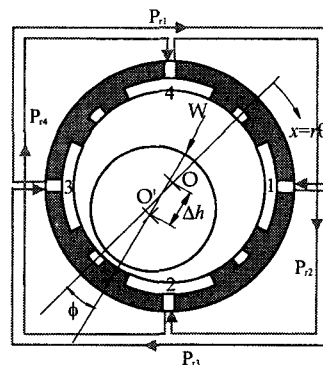


Fig. 2 Model of self-compensated journal bearing

활유의 점성계수를 나타낸다.

$$[K]\{P\} + \{Q\} = 0 \quad (8)$$

$$[K]^e = \iint \frac{h_n^3}{6\eta} [R_n]^T [R_n] dx dy$$

$$[Q]^e = \int_{C_n} 2q_n [T_n] ds$$

$$[R_n] = \begin{bmatrix} b_i & b_j & b_k \\ c_i & c_j & c_k \end{bmatrix}, [T_n] = [N_i \quad N_j \quad N_k]$$

$$N_i = a_i + b_i x + c_i y, \quad a_i = (x_j y_k - x_k y_j) / 2\Delta$$

$$b_i = (y_j - y_k) / 2\Delta, \quad c_i = (x_k - x_j) / 2\Delta$$

### 3.2 저어널베어링에의 적용<sup>8</sup>

식(8)에 있어 각 절점의 평균간극  $h_n$  은 식(9)의 관계를 갖는다. 또한, 외부 경계절점에서의 압력은 0 이므로, 이를 이용하여 미지압력과 기지압력에 대한 부분행렬로 전개하여 정리하면 식(10)과 같다.

$$h_n = h_0 (1 + \varepsilon \cos \theta) \quad (9)$$

$$\begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_u \\ P_k \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \end{Bmatrix} = 0 \quad (10)$$

여기서 벡터  $\{Q_1\}$  은 내부 절점에서의 유량의 선적분이므로 식(10)과 같이 기지의 값이 되며, 이것과 기지압력  $\{P_k\}$  를 이용하여 연립방정식을 풀면 식(11)과 같이 미지 절점의 압력  $\{P_u\}$  및 유량  $\{Q_2\}$  를 구할 수 있다. 여기서  $k_{ci}$  는  $i$  번째 패드에서의 모세관계수,  $m$  은 패드수를 나타낸다.

$$[Q_1] = \begin{cases} -k_{ci} P_s / \eta, & \text{if } (i \leq m) \\ 0, & \text{otherwise} \end{cases} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} [P_u] &= -[K_{11}]^{-1} [Q_1] \\ [Q_2] &= [K_{21} [K_{11}]^{-1} [Q_1] \end{aligned} \quad (12)$$

또한, 자기보상형의 모세관계수  $k_{ci}$  는 식(1)과 같으며, 이 경우 모세관간극  $h_{ci}$  는 식(9)와 대항하는 패드의 평균 베어링간극을 이용하여 식(13)과 같이 나타낼 수 있다. 단,  $\theta_i$  및  $\theta_n$  은 한 개의 패드의 양 끝단이 좌표기준선(fig. 2 에서  $\theta=0$ )과 이루는 각도를 나타내며  $i$  는 패드 순서,  $n$  은 하나의 패드에 대한 원주방향 절점수를 나타낸다.

$$h_{ci} = \frac{1}{n} \int_{\theta_i}^{\theta_n} h_0 \left[ 1 + \varepsilon \cos \left\{ \theta + \frac{\pi}{2} (i+1) \right\} \right] d\theta \quad (13)$$

먼저, 베어링 형상치수, 베어링간극, 보상요소 제원, 공급압력, 사용윤활유 등을 설정하고 편심을  $\varepsilon$  를 가정하면 식(12)로부터 베어링간극내 압력분포를 구할 수 있으며, 그로부터 부하용량  $W$ , 베어링강성  $K$  및 유량  $Q$  등의 기본특성을 식(14)와 같이 구할 수 있다. 단,  $P_1, P_2, P_3$  은 각 요소내 절점의 압력을 나타낸다.

$$\begin{aligned} W &= \iint \frac{(P_1 + P_2 + P_3)}{3} dx dy \\ K &= \frac{W \left|_{\varepsilon+\Delta\varepsilon} - W \right|_{\varepsilon-\Delta\varepsilon}}{2h_0 \Delta\varepsilon} \\ Q &= \sum_i \frac{k_{ci} P_s (1 - \bar{P}_i)}{\eta} \end{aligned} \quad (14)$$

## 4. 자기보상형 저어널베어링의 특성 검토

### 4.1 가변보상요소의 특성

베어링의 압력분포는 보상요소와 패드내 랜드부에서의 저항에 의해 결정되므로 보상요소는 베어링의 강성을 결정하는 중요한 요소이다. 저어널베어링에 있어 강성은 식(3)에서와 같이 보상요소의 저항 ( $1/f_c h_{ci}^3$ ) 과 패드내 랜드부에서의 저항 ( $1/\bar{B} h_i^3$ ) 이 같은 값을 가질 경우 최대가 되며, 따라서 이 때의 포켓압력비는 0.5 가 된다. 한편, 저어널베어링의 경우 편심율 0 에서 최대강성을 갖도록 설계하는 것이 일반적이므로, 이 때의 베어링간극과 모세관간극은 같아지게 된다. 따라서, 모세관형상계수  $f_c$  가 베어링 패드의 유량계수  $\bar{B}$  와 같아지도록 즉, 유량면에서 패드형상과 등가의 형상을 갖는 모세관 형상으로 설계하면 최대강성을 얻을 수 있다.

fig. 3 은 fig. 1(b)와 같은 원판형 모세관의 경우에 있어 모세관 직경비 및 패드내 포켓비(포켓길이/패드길이)  $\beta$  에 따른 포켓압력비  $\bar{P}$  및 베어링강성  $K_r$  를 계산한 결과이다. 포켓비의 변화에 관계없이 포켓압력비가 0.5 인 경우에 베어링강성이 최대가 되는 것을 확인할 수 있다.

한편, 포켓비가 클수록 베어링 랜드부에서의 저항이 작아 소비유량이 많아지므로 최대 강성을

얻을 수 있는 모세관직경비가 작아지며, 최대 강성 부근의 곡선형상도 예리하게 되어 최대강성에 근사한 성능을 얻을 수 있는 모세관직경비의 범위도 작아짐을 알 수 있다. 이러한 경향은, 실제 제어널 베어링을 제작하는 경우에 있어 모세관의 가공공차를 엄격하게 적용해야 하므로 제작상의 어려움으로 작용하게 된다.

fig. 4(a)는 원판형 모세관을 적용한 제어널베어링을 나타낸 것이다. 제어널베어링의 특성상, 모세관의 외부 랜드부는 직사각형이지만 모세관은 원판형이므로, 대부분의 외부 랜드부는 불용 공간으로 남게 된다. 또한, 이 때, 베어링에 사용되지 않고 외부로 유출되는 유량은 상대적으로 모세관 외경과 외부 랜드부의 폭 가운데 짧은 쪽에 의해 지배되므로, 모세관의 외경을 크게 하는 것은 소비유량을 과다하게 하며 따라서 설계 치수에 제한을 받게 된다.

한편, fig. 4(b)는 직사각형 모세관을 적용한 경우

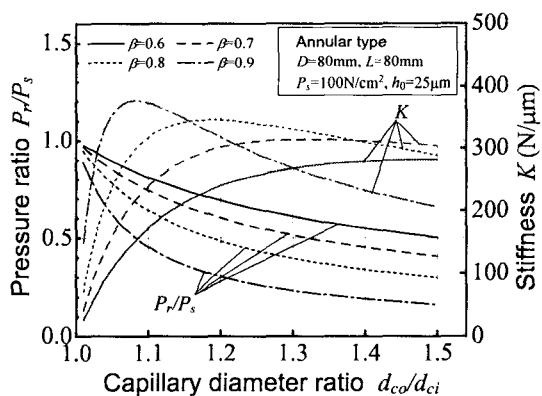
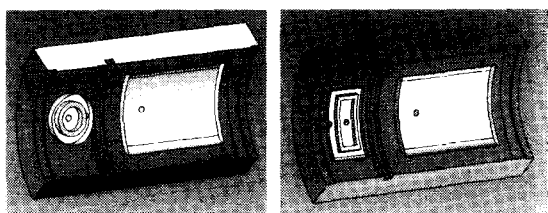


Fig. 3 Pressure ratio and bearing stiffness versus capillary diameter ratio (annular)



(a) Annular type (b) Rectangular type

Fig. 4 Pad shapes of self-compensated journal bearing

를 나타내며, fig. 5 는 직사각형 모세관의 형상 및 각 형상치수에 대한 정의를 나타낸 것이다. 또한, fig. 6 은 베어링 패드내 포켓비  $\beta=0.9$  의 경우에 있어 직사각형 모세관에서의 모세관 포켓비  $\beta$  ( $=a_0/a_1=b_0/b_1$ ) 및 모세관 길이비  $\alpha$  ( $=b_1/a_1$ )에 따른 포켓압력비 및 베어링강성을 계산한 결과를 나타낸 것이다.

베어링 원주방향으로의 길이  $a_1$  을 길게 할수록, 즉  $\alpha$  를 작게할수록 fig. 6 으로부터 최대 강성을 얻는 모세관 포켓비는 작아지고 그 부근의 곡선은 완만해지므로 가공공차에 여유를 갖게 된다. 또한 기계 가공면에서도 원판형보다는 직사각형 구조가 유리하므로 제작상의 이점도 갖게 된다.

이 경우, 모세관의 형상계수  $f_c$  는  $a_1$  와  $b_1$  에 의해 구성되는 직사각형에 대한 유량계수와 같으며, 식(4)를 모세관에 대해 적용하여 구할 수 있다.

이상으로부터, 본 논문에서는 직사각형의 모세

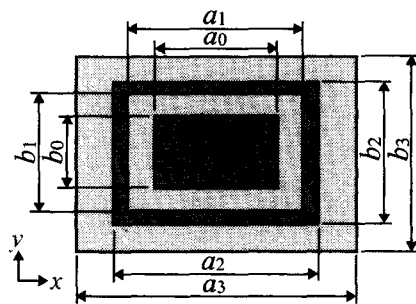


Fig. 5 Dimensional parameters of rectangular type capillary

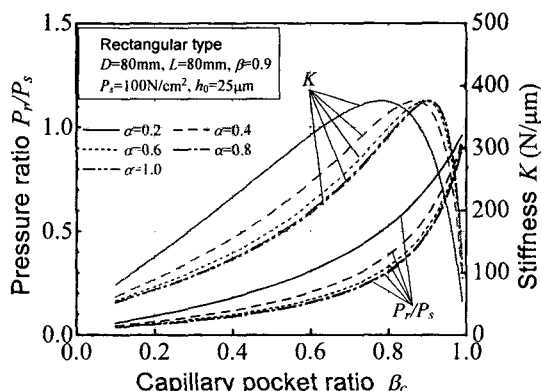


Fig. 6 Pressure ratio and bearing stiffness versus capillary pocket ratio (rectangular)

관 구조를 갖는 자기보상형 저어널베어링을 대상으로 그 특성을 해석하였다.

### 4.2 고정보상요소와의 베어링특성 비교

본 절에서는 고정보상요소를 갖는 베어링과의 상대적인 성능 비교를 통해 자기보상형 베어링의 특성을 파악하고자 하였다. 비교 대상인 고정보상요소 베어링은, 베어링 패드치수가 자기보상형과 동일한 경우(고정보상요소 A) 및 가변보상요소가 차지하는 공간까지도 패드로 사용하는 경우(고정보상요소 B)의 두 가지로 설정하였으며, 구체적인 제원은 표 1에 정리하였다.

먼저, fig. 7(a)는 부하용량을 비교한 결과로 자기보상형의 경우 고정보상요소 A는 물론 고정보상요소 B보다도 충분히 큰 부하용량을 나타내고 있다. 또한 fig. 7(b)의 강성에 있어서도 같은 경향을 보이고 있어 자기보상형이 부하특성에 큰 장점이 있는 것을 확인할 수 있다.

그러나, 강성의 경우에는 편심율이 커짐에 따라 고정형과의 차이가 급격히 감소되는 특성을 보이고 있다. 이것은 편심율이 커짐에 따라 간극이 커지는 측의 포켓압력이 크게 감소하여 복원력이 급격히 감소하기 때문이다. 따라서 자기보상형을 사

용하는 경우에는 주축계에 작용하는 부하에 의해 큰 편심이 발생하지 않도록 충분한 부하용량을 갖도록 설계할 필요가 있다.

한편, fig. 7(c)는 편심율에 따라 간극이 작아지는 포켓과 간극이 커지는 반대편 포켓의 압력변화를 계산한 결과로, 자기보상 모세관의 유량 가변 효과에 의해 포켓압력이 증가하여 부하특성을 향상시킬 수 있다. 이러한 현상은 부하특성에는 도움이 되나 베어링이 고속으로 회전할 경우 동압효과의 영향으로 포켓압력이 공급압력보다 커지거나 부압이 발생하는 동작한계 측면에서는 고정형에 비해 단점을 갖게 되며, 따라서 고속화를 위해서는 가공에 의한 편심율이 높지 않도록, 보다 높은 가공정밀도(진원도, 동심도 등)를 유지할 필요가 있다.

fig. 8은 소비유량을 비교한 결과로, 베어링에서 소비되는 유량을 고려하면, 같은 패드치수를 갖는 고정보상요소 A와 동일하거나 편심율이 커짐에 따라 상대적으로 감소하는 특성을 갖는다. 그러나 자기보상형의 경우 외부 랜드부를 통해 유출되는 유량이 있으므로 총 소비유량은 상대적으로 증가하게 되며, 모세관 제작상의 가용 공간, 운할장치 및 주축계의 배유공간에 따라 달라지나 고정보상요소의 1.5~2 배 이내가 되도록 설계하는 것

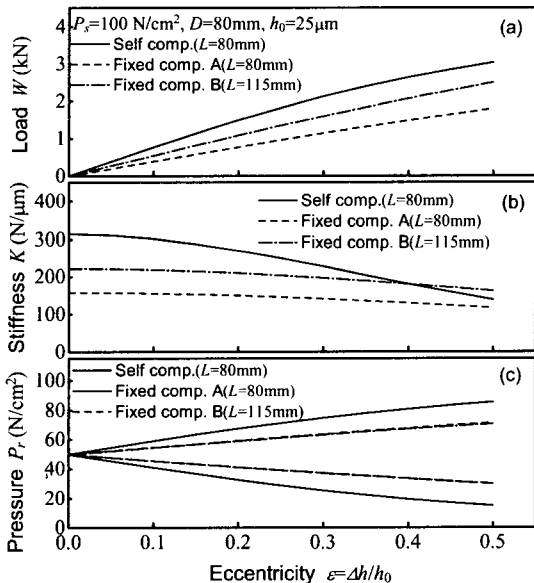


Fig. 7 Load characteristics according to the type of compensator

Table 1 Specifications of the analyzed bearings

	Self-comp.	Fixed comp. A	Fixed comp. B
Diameter $D$	80 mm	80 mm	80 mm
Length $L$	80 mm	80 mm	115 mm
Pocket ratio $\beta$	0.7	0.7	0.7
Clearance $h_0$	25 $\mu$ m	25 $\mu$ m	25 $\mu$ m
Pressure.ratio $\bar{P}$	0.5	0.5	0.5

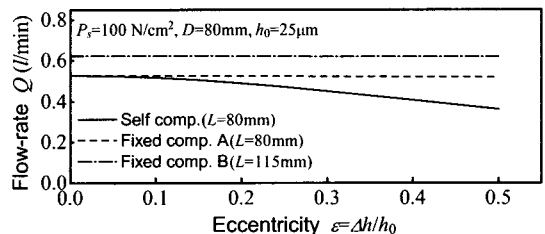


Fig. 8 Flow-rate according to the type of compensator

이 일반적이다.

자기보상형 저어널베어링의 경우, 포켓의 압력 평균화 작용에 의해, 같은 하중이 가해지더라도 가해지는 방향에 따라 모세관 간극이 달라질 수 있으며, 이에 따라 부하특성이 변하게 된다. fig. 2 와 같이, 좌표기준선과 하중방향이 이루는 각을 하중각  $\phi$ 로 정의하고, 하중각의 변화에 따른 부하특성을 계산하여 fig. 9에 나타내었다.  $\phi = 0^\circ$ 는 포켓 사이의 배유구 중앙위치,  $45^\circ$ 는 포켓 중앙위치에 하중이 가해짐을 의미한다. fig.으로부터 하중방향이 포켓중앙부에 근접할수록 편심을 증가에 따른 강성, 부하용량의 감소가 커지며, 특히 강성의 경우 그 경향이 현저하게 나타나고 있다. 따라서, 실제 설계시에는 하중을 받는 위치가 양 포켓사이 배유구의 중앙이 되도록 할 필요가 있다.

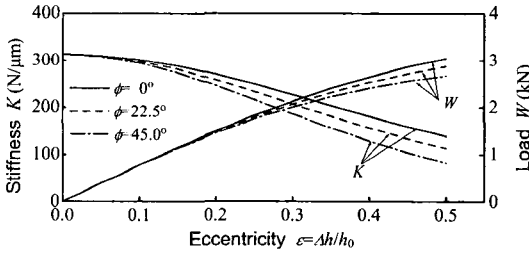


Fig. 9 Load characteristics with changing the load angle in the self-compensated journal bearing

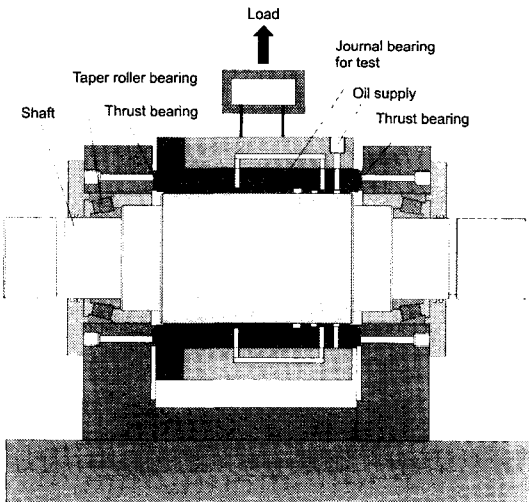


Fig. 10 Test rig for load characteristics

## 5. 실험적 검증

### 5.1 실험장치 및 실험방법

이론해석의 타당성을 검증하기위해 fig. 10 과 같이 실험장치를 제작하고 부하특성을 실험하였다. 실험용 저어널베어링은 테이퍼롤러베어링으로 지지되어 있는 회전축에 조립되고, 양쪽 측면은 유정압 스러스트베어링에 의해 지지되며, 상하방향으로는 가해지는 하중에 따라 변위를 갖을 수 있도록 자유상태로 되어 있다.

부하특성 실험을 위해 저어널베어링 윗면과 별치의 지지구조물 사이에 와이어로프를 이용하여 하중계를 설치하고, 인장력을 가했을 때의 저어널베어링의 상하방향 변위를 정전 용량형센서(ADE, Micro sense 3401)를 이용하여 측정하였다. 이 때, 저어널베어링에 가해진 인장하중에 의해 테이퍼롤러베어링에 의해 지지되어 있는 회전축도 상하방

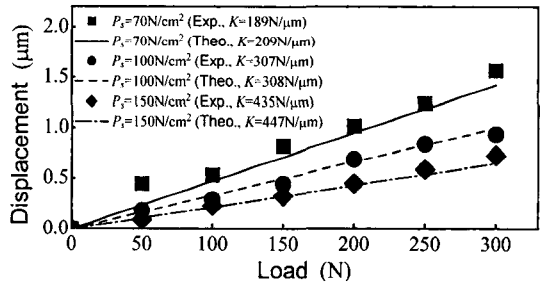


Fig. 11 Load characteristics with changing the supply pressure

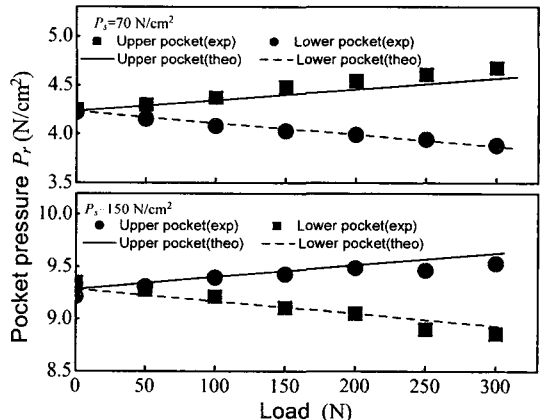


Fig. 12 Pocket pressure with changing the supply pressure

향으로 미소변위가 발생하므로 이 변위를 제어널 베어링에 근접한 회전축상에서 측정하여 전체변위 값으로부터 빼주었다. 또한, 제어널베어링은 하중 각  $\phi=0^\circ$ , 즉, 하중이 포켓사이 배유구 중앙에 작용하도록 설치하였으며 따라서 포켓압력의 변화는 상, 하방향 각각 1 개씩 2 개의 포켓에 스트레인게이지식 압력센서(정격출력  $10 \text{ N/cm}^2/\text{V}$ , Kyowa)를 설치하여 측정하였다.

## 5.2 실험결과 및 고찰

fig. 11 은 공급압력을 70, 100, 150  $\text{N/cm}^2$  으로 변화시켰을 때의 부하에 따른 제어널베어링의 변위를 측정한 결과로서 이론해석에 의한 결과와 잘 일치하고 있음을 볼 수 있다.

fig. 12 는 공급압력 70, 150  $\text{N/cm}^2$  에서의 상, 하방향 각각 1 개의 포켓에 대한 압력변화를 측정한 결과로 역시 해석결과와는 잘 일치하고 있다.

한편, 공급압력 150  $\text{N/cm}^2$  에 하중 50 N 의 경우에서와 같이, 실험데이터에 있어 미소하지만 부분적으로 비선형성을 보이는 것은 제어널베어링이 fig. 4 와 같이 축방향으로 비대칭 형상이므로 축방향에 대한 모멘트강성이 작아 양단에서의 하중에 따른 수직방향 변위가 다소 달라지는 경우가 발생하기 때문이다. 이 경우, 변위 측정값은 양단의 평균값을 사용했으나 실제 포켓압력은 평균화되므로 변위값이 작용하중에 비해 다소 증가하게 된다.

이상의 결과로부터, 본 논문에서 제시한 유한요소법을 이용한 해석법은 자기보상형 유정압 제어널베어링의 부하특성 해석에 매우 유효함을 검증할 수 있었다.

## 6. 결론

유한요소법을 이용하여 자기보상형 제어널베어링의 부하특성을 해석하고 같은 크기를 갖는 기준의 고정보상요소 제어널베어링과 특성을 비교한 결과, 부하용량 및 강성이 최대 2 배 커지는 장점이 있는 것을 확인하였다. 그러나, 베어링 강성의 경우 편심율이 커지면 고정보상요소와의 차이가 급격히 감소하며, 특히 하중이 포켓중앙부에 작용하는 경우에는 감소폭이 더 커지므로 주축에 작용하는 부하에 의해 큰 편심이 발생하지 않도록 충분한 부하용량으로 설계할 필요가 있음을 알 수 있었다. 한편, 자기보상형 베어링의 실용적인 보상

요소방식으로서 직사각형 모세관을 제시하였으며, 특성해석 결과로부터, 기존의 원판형 모세관에 비해 가공공정이나 가공공차 등에서 실용적임을 확인하였다. 또한, 직사각형 보상요소를 갖는 제어널베어링에 대한 부하 및 압력특성 실험결과는 이론치와 잘 일치하고 있어 유한요소법을 이용한 해석법이 자기보상형 제어널베어링의 부하특성 예측에 매우 유효함을 확인할 수 있었다.

## 참고문헌

1. Tully, N., "Static and Dynamic Performance of an Infinite Stiffness Hydrostatic Thrust Bearing," Trans. ASME, Jr. of Lub. Tech., January, pp. 106-112, 1977.
2. Singh, N., Sharma, S. C., Jain, S. C. and Reddy, S. S., "Performance of membrane compensated multirecess hydrostatic/hybrid flexible journal bearing system considering various recess shapes," Tribology International, Vol. 37, pp. 11-24, 2004.
3. Morsi, S. A., "Passively and Actively Controlled Externally Pressurized Oil Film Bearings," Trans. ASME, Jr. of Lub. Tech., January, pp. 56-63, 1972.
4. Umino, K., "Performance of Toyoda STAT Bearing," Toyoda Technical Reports, Vol. 11, No. 4, pp. 1-8, 1970.
5. Slocum, A. H., Scagnetti, P. A., Kane, N. R. and Brunner, C., "Design of self-compensated water-hydrostatic bearings," Precision Engineering, Vol. 17, pp. 173-185, 1995.
6. Reddi, M. M., "Finite-Element Solution of the Incompressible Lubrication Problem," Trans. ASME, Jr. of Lub. Tech., July, pp. 524-, 1969.
7. Sukida, K., "Application of Finite Element Method to Machine Tools," Toyoda Technical Reports, Vol. 13, No. 3, pp. 10-19, 1972.
8. Park, C. H., Chung, J. H., Lee, H. and Kim, S. T., "Finite Element Analysis on the Motion Accuracy of Hydrostatic Table(1st. Analysis and Experimental Verification on Single-side Table)," J. of KSPE, Vol. 17, No. 12, pp.137-144, 2000.